

явление промоин. Поверхностный поток в этом случае сочетал свою работу с подземным, так как произошло опускание экрана примерно на 0,25 м. Поверхностный поток в основном размывал берега, где происходило скатывание струи с водосбросного сооружения в нижний бьеф. Однако можно прийти к заключению, что такое устройство сбросного сооружения для небольших расходов может быть рекомендовано. Следует только при этом тщательно очищать русло в нижнем бьефе от всякого рода выступающих препятствий, которые могут повредить полотно водобойной части флютбета, и предусмотреть простейшие типы гасителей. Длина водобойной части флютбета должна назначаться в зависимости от пропускаемого расхода таким образом, чтобы можно было легко разместить на ней принятый тип гасителя. При установке сбросных каналов не должны предусматриваться щиты в верхнем бьефе канала. При необходимости частого выпуска воды из верхнего бьефа в нижний, чтобы каждый раз не снимать подвески и не устраивать заново канал, можно допускать установку щита в нем, но только со стороны нижнего бьефа.

Резюме

В плотинах запанного типа с гибким флютбетом верхняя часть устоя должна искусственно прижиматься к грунту. В этих плотинах для пропуска небольшого расхода возможно устраивать слив путем отжима экрана от верхней части устоя.

УДК 621.436.016

В.А. Демидов, А.Ф. Тихонов (профессор)

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ЦИКЛ КОМБИНИРОВАННОГО ДВИГАТЕЛЯ И ЕГО ИССЛЕДОВАНИЕ

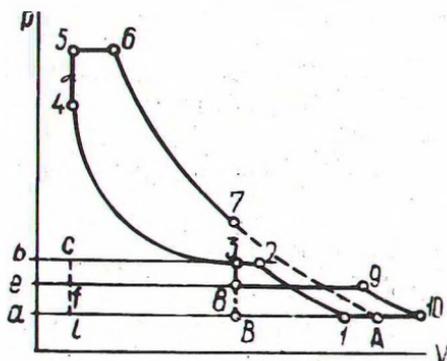
Двигатель лесотранспортных машин — сложный и дорогой агрегат, безотказность и долговечность которого определяет технико-экономические показатели использования парка лесотранспортных машин. В последние годы в автотракторном дизелестроении имеет место тенденция к форсированию двигателей путем наддува, использования энергии выхлопных газов в утилизированных устройствах, уменьшения коэффициента избытка воздуха. Вместе с тем увеличивается и чувствительность дви-

гателей к внешним условиям (температуре и давлению воздуха перед компрессором), противодействию за турбиной, сопротивлению на входе в компрессор. Особую актуальность в настоящее время приобретает вопрос влияния сопротивлений на показатели двигателей лесотранспортных машин.

Двигатели Ярославского моторного завода с газотурбинным наддувом имеют ряд особенностей. Так, например, рабочий процесс в них осуществляется с относительно невысокими значениями коэффициента избытка воздуха [1]. По этой причине применение двигателей в силовых установках с сопротивлениями на входе в компрессор и на выходе из турбины сопряжено с изменением расчетных условий его работы и снижением мощности и экономичности. Влияние сопротивлений отражается в основном на давлении и плотности поступающего в дизель воздуха. В результате происходит уменьшение коэффициента избытка воздуха и, как следствие этого, понижение индикаторного к.п.д. и повышение температуры выхлопных газов.

Теоретическое исследование влияния степени повышения давления в компрессоре и величины теплового заряда цилиндра на основные показатели двигателя и турбины проведены для обобщенного комбинированного термодинамического цикла [2—4]. Расчетная схема цикла в координатах p и V приведена на рис. 1.

Рис. 1. Обобщенный комбинированный цикл в координатах p — V : 1,2— адиабатическое сжатие в компрессоре; 2, 3 — промежуточное охлаждение воздуха после компрессора; 3,4 — адиабатическое сжатие в цилиндре поршневого двигателя; 4,5,6 — подвод тепла при постоянных объеме и давлении; 6,7 — адиабатическое расширение в цилиндре поршневого двигателя; 7,8,9 — процесс перетекания газов из цилиндра двигателя в трубопровод (условно); 8,10 — адиабатическое расширение в турбине; 10,1 — отвод тепла при постоянном давлении.



Для проведения термодинамического анализа приняты следующие обозначения:

$$\varepsilon_1 = \frac{V_1}{V_2} \quad \text{— степень сжатия в компрессоре;}$$

$$\omega = \frac{V_2}{V_3} = \frac{T_2}{T_3} \quad \text{— степень промежуточного охлаждения}$$

воздуха после компрессора;

$$\varepsilon_2 = \frac{v_3}{v_4} \text{ --- степень сжатия в поршневом двигателе;}$$

$\lambda = \frac{p_5}{p_4}$ --- степень повышения давления при подводе тепла в поршневом двигателе;

$$\rho = \frac{v_6}{v_5} = \frac{T_6}{T_5} \text{ --- степень предварительного расширения;}$$

$$\delta = \frac{v_7}{v_6} \text{ --- степень последующего расширения;}$$

$\tau_1 = \frac{p_3}{p_8}$ --- отношение давлений во впускном и выпускном трубопроводах;

$\pi_k = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_1}$ --- степень повышения давления в компрессоре;

$\varepsilon_0 = \varepsilon_1 \varepsilon_2$ --- общая степень сжатия в комбинированном двигателе.

С учетом принятых обозначений давление и температура в основных точках цикла могут быть представлены через начальные параметры.

1. Давление в характерных точках цикла:

$$p_2 = p_1 \pi_k = p_1 \varepsilon_1^k$$

$$p_6 = p_5 = p_1 \lambda \varepsilon_0^k;$$

$$p_3 = p_2 = p_1 \pi_k;$$

$$p_7 = \frac{p_6}{\delta^k} = p_1 \lambda \rho^k \varepsilon_1^k;$$

$$p_4 = p_3 \varepsilon_2^k = p_1 \varepsilon_0^k;$$

$$p_8 = \frac{p_3}{\tau_1} = p_1 \frac{\varepsilon_1^k}{\tau_1}$$

$$p_5 = p_4 \lambda = p_1 \varepsilon_0^k \lambda;$$

$$p_9 = p_8 = p_1 \frac{\varepsilon_1^k}{\tau_1}.$$

2. Температура в характерных точках цикла:

$$T_2 = T_1 \varepsilon_1^{k-1};$$

$$T_6 = T_5 \rho = T_1 \delta^{k-1} \frac{\lambda \rho}{\omega};$$

$$T_3 = T_1 \frac{\epsilon_1^{k-1}}{\omega};$$

$$T_4 = T_1 \frac{\epsilon_0^{k-1}}{\omega};$$

$$T_5 = T_1 \epsilon_0^{k-1} \frac{\lambda}{\omega};$$

$$T_7 = \frac{T_6}{\delta^{k-1}} = T_1 \epsilon_1^{k-1} \frac{\lambda \rho^k}{\omega};$$

$$T_8 = \frac{T_1 \epsilon_1^{k-1} \lambda \frac{1}{k} \rho}{\omega \tau_1^{\frac{k-1}{k}}}$$

Температуры газов перед турбиной и на выходе из турбины при адиабатическом расширении определяются по зависимостям:

$$T_9 = \frac{T_1 \pi^{\frac{k-1}{k}}}{k \omega \tau_1} (\tau_1 \lambda \rho^k + k - 1);$$

$$T_{10} = \frac{T_1}{k \omega \tau_1^{\frac{1}{k}}} (\tau_1 \lambda \rho^k + k - 1).$$

Величины λ и ρ , характеризующие степень теплонапряженности цикла, могут быть определены по величине теплового заряда q_1

$$q_1 = c_v T_1 \epsilon_0^{k-1} \frac{1}{\omega} [\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1)].$$

Зная параметры состояния точек цикла, определяем работу поршневого двигателя, утилизационной турбины и компрессора.

Максимально возможная работа цилиндра поршневого двигателя будет при выпуске газов из цилиндра в трубопровод с минимальным противодавлением (при работе с механическим приводом нагнетателя). В этом случае, как следует из рис. 1, работа поршневого двигателя равна сумме работ: основной $l_{дв1}$ определяемой площадью 3-4-5-6-7-3, и дополнительной $l_{дв2}$, определяемой площадью с-3-В-1-с. Последняя при использовании выпускных газов в утилизационной изобарной турбине уменьшается на величину Δl_2 , равную площади f-8-В-1-f.

Следовательно, максимально возможная работа поршневого двигателя $l_{дв \max} = l_{дв1} + l_{дв2}$, а при использовании газов в

утилизационной турбине — работа, реализуемая поршневым двигателем в цикле, $l_{\text{дв}} = l_{\text{двmax}} - \Delta l_2$.

Основная работа поршневого двигателя

$$l_{\text{дв1}} = c_v T_1 \frac{\pi \frac{k-1}{k}}{\omega} \left\{ \varepsilon_2 \left[\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1) \right] - \lambda \rho^k + 1 \right\}.$$

Работа вспомогательных ходов может быть определена по формуле

$$l_{\text{дв2}} = c_v T_1 (k-1) \frac{\pi \frac{k-1}{k}}{\omega} \frac{\varepsilon_2 - 1}{\varepsilon_2} \frac{\pi_k - 1}{\pi_k}.$$

Тогда общая работа поршневого двигателя

$$l_{\text{двmax}} = c_v T_1 \frac{\pi \frac{k-1}{k}}{\omega} \left\{ \varepsilon_2^{k-1} \left[\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1) \right] - \lambda \rho^k + 1 + (k+1) \frac{\varepsilon_2 - 1}{\varepsilon_2} \frac{\pi_k - 1}{\pi_k} \right\}.$$

Работа, потерянная двигателем из-за подключения турбины,

$$\Delta l_2 = c_v T_1 (k-1) \frac{1}{\varepsilon_1 \omega} \frac{\varepsilon_2 - 1}{\varepsilon_2} \cdot \frac{\pi_k - \tau_1}{\tau_1}.$$

Таким образом, реализуемая в цикле работа поршневого двигателя при газотурбинном наддуве

$$l_{\text{дв}} = c_v T_1 \frac{\pi \frac{k-1}{k}}{\omega} \left\{ \varepsilon_2^{k-1} \left[\lambda - 1 + k \lambda (\rho - 1) \right] - \lambda \rho^k + 1 + (k-1) \frac{\varepsilon_2 - 1}{\varepsilon_2} \cdot \frac{\tau_1 - 1}{\tau_1} \right\}.$$

Работа подключенной утилизационной газовой турбины

$$l_T = \frac{c_v T_1}{\omega \tau_1} (\tau_1 \lambda \rho^k + k - 1) \left(\pi \frac{k-1}{k} - \tau_1 \frac{k-1}{k} \right).$$

Анализ цикла производился выполнением расчетов с исходными данными:

- 1) начальная температура рабочего тела $T_1 = 288^\circ\text{K}$;
- 2) показатель адиабатических процессов $\kappa = 1,4$;
- 3) теплоемкость рабочего тела постоянная и равная

$$c_V = 0,717 \frac{\text{кДж}}{\text{кг град}} ;$$

- 4) подводимая в цикле теплота $q_1 = 1981,15 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ($\alpha = 1,5$);

- 5) степень сжатия для поршневого двигателя $\epsilon_2 = 16,5$;

- 6) степень повышения давления в нагнетателе

$$\frac{p_2}{p_1} = 1,0; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,5; 3,0;$$

- 7) степень промежуточного охлаждения $\omega = 1$, отношение давлений $\tau_1 = 1,1$.

Расчеты по каждому циклу проводились в двух вариантах: при $\lambda = 1$ и $\rho = 1$.

При испытании комбинированного двигателя на стенде степень сжатия поршневого двигателя ϵ_2 постоянна. Следовательно, общая степень сжатия комбинированного двигателя $\epsilon_0 = \epsilon_1 \epsilon_2$ будет зависеть только от степени сжатия наддувочного агрегата ϵ_1 , которая является функцией отношения давления наддувочного воздуха к давлению окружающей среды p_2/p_1 . Результаты расчетов представлены в таблице 1.

Зависимость относительных величин рассмотренных характеристик от параметров цикла π_k и α (q_1) приведена на рис. 2, 3.

Из рис. 2 следует, что изменение π_k в цикле с $\rho = 1$ не влияет на долю теплоты, идущей на совершение механической

Таблица 1. Значения ϵ_0 , λ и ρ в зависимости от p_2/p_1

p_2/p_1	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,0
ϵ_0	16,50	18,79	20,98	23,06	25,11	27,06	31,73	36,15
λ ($\rho = 1$)	4,126	3,968	3,839	3,734	3,644	3,564	3,406	3,283
ρ ($\lambda = 1$)	3,232	3,120	3,028	2,952	2,888	2,831	2,719	2,630

работы в поршневом двигателе. В цикле с $\lambda = 1$ уменьшение π_k от 3 до 1 вызывает изменение $\frac{l_{дв}}{q_1}$ с 0,6 до 0,55. В обоих циклах работа утилизационной турбины уменьшается с падением π_k .

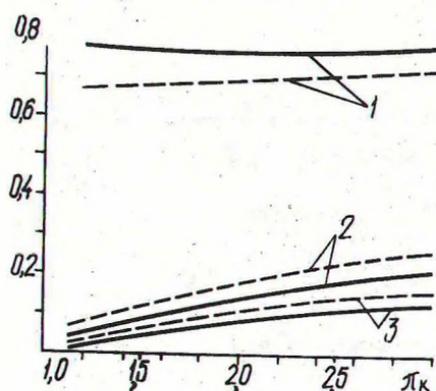


Рис. 2. Зависимость относительных величин характеристик двигателя и турбины от степени наддува: 1 — $\frac{l_{дв}}{q_1}$; 2 — $\frac{l_T}{l_{дв}}$; 3 — $\frac{l_T}{q_1}$

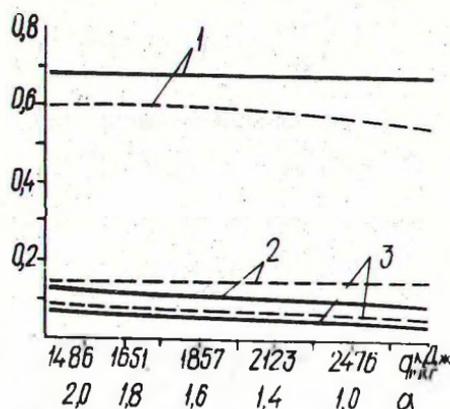


Рис. 3. Зависимость относительных величин характеристик двигателя и турбины от величины теплового заряда: 1 — $\frac{l_{дв}}{l}$; 2 — $\frac{l_T}{l_{дв}}$; 3 — $\frac{l_T}{q_1}$

Влияние величины теплового заряда на рассматриваемые характеристики очевидно (рис. 3). Увеличение теплового заряда цилиндра (уменьшение α) при постоянных значениях ϵ_2 и π_k в цикле с $\rho = 1$ не изменяет долю теплоты, используемую на работу поршневого двигателя. В цикле с $\lambda = 1$ увеличение теплового заряда цилиндра уменьшает относительную работу поршневого двигателя. Изменение коэффициента избытка воздуха с 2,0 до 1,0 вызывает уменьшение и доли теплоты, превращаемой в работу в утилизационной турбине, хотя в цикле с $\lambda = 1$ это изменение незначительно. Следовательно, уменьшение α сказывается отрицательно и на к.п.д. поршневого двигателя, так как отношение $\frac{l_{дв}}{q_1}$ уменьшается.

Расчеты показывают, что при $q_1 = 1981 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ($\alpha = 1,5$), $\epsilon_2 = 16,5$ и $\pi_k = 1,8$ адиабатная работа турбины составляет 9,6—13,4% (в зависимости от вида цикла при $\rho = 1$ или $\lambda = 1$) от теоретической работы поршневого двигателя.

Резюме

Теоретическое исследование термодинамического цикла комбинированного двигателя позволяет установить динамику изменения показателей двигателя и турбины от степени повышения давления в компрессоре и величины теплового заряда цилиндра.

Л и т е р а т у р а

1. Чернышев Г.Д. и др. Повышение надежности дизелей ЯМЗ и автомобилей КраЗ. М., 1974. 2. Нигматулин И.Н. Рабочие процессы в турбопоршневых двигателях. М., 1962. 3. Маханько М.Г. Термодинамические циклы комбинированных двигателей внутреннего сгорания. — "Труды МИИТ", 1959, вып. 112. 4. Маханько М.Г. Газотурбинные системы двигателей с разделенным выпуском газов. М., 1972.

УДК 621.438

В.А. Демидов

РАСПОЛАГАЕМАЯ РАБОТА УТИЛИЗАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ

Повышение скорости и производительности лесотранспортных машин требует роста агрегатных мощностей двигателей без изменения габаритов и массы. Наиболее перспективным способом повышения мощности является газотурбинный наддув. Большинство двигателей мощностью от 70 кВт и выше имеют модификации с газотурбинным наддувом и широко используются в автомобилестроении, тракторостроении (ЯМЗ-238НБ, СМД-62, Д-240Т и Д-260Т) и других отраслях, где агрегатная мощность силовых установок сравнительно невелика.

Однако объединение турбины и компрессора с поршневым двигателем внутреннего сгорания (ДВС) не только усложнило силовую установку, но и ухудшило в ряде случаев протекание его характеристик и работу на некоторых режимах. Это объясняется тем, что на показателях работы комбинированного двигателя сказывается не только работа дизеля, но и характеристики компрессора, газовой турбины, а также конструктивные параметры газоздушного тракта.

Как известно, в настоящее время в комбинированном двигателе наиболее широкое распространение получила жесткая связь между турбиной и компрессором в составе турбоком-